



VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Ruční dvounápravový manipulační vozík

Manipulating Handcart with Two Axles

Student:

Jakub Miček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Miček**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Ruční dvounápravový manipulační vozík**  
**Manipulating Handcart with Two Axles**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Zpracujte konstrukční návrh vozíku pro přepravu sypkého a kusového materiálu na zahradě pro tyto bližší podmínky:

- dvě nápravy, ruční tažné táhlo, výklopná korba vozíku
- max. užitečné zatížení 250 kg
- sklopná korba přibližné velikosti stavebního kolečka.

Vypracujte stručnou rešerši, výpočtovou zprávu konstrukčního návrhu a výkresovou dokumentaci (výkres sestavy a min. jeden vybraný výrobní výkres).

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

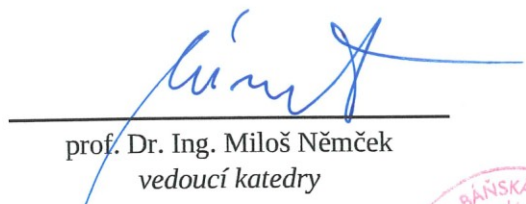
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16. 5. 2016.....

*Jakub Míchal*

podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16.5.2016 .....

*Jakub Miček* .....

podpis studenta

Jakub Miček

Budovcova 111

772 00 Bystrovany, ČR

## **Anotace bakalářské práce**

MIČEK, J. *Ruční dvounápravový manipulační vozík : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 39 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce je zaměřena na návrh ručního dvounápravového manipulačního vozíku. V úvodu práce jsou popsány základní druhy manipulačních vozíků. Na základě rozdělení je navržen ruční dvounápravový manipulační vozík s výklopnou korbou, osazenou dvířky, které lze použít i jako nakládací rampu. Korba je vyklápěna zvedáním přední části ručním navijákem s ocelovým lanem přes kladku. Naviják lze také využít k nakládání objemnějších nákladů na korbu. Nejnamáhavější části jsou pevnostně zkontrolovány pro zatížení vozíku nákladem o hmotnosti 250 kg. K navrženému vozíku je vypracován výkres sestavy manipulačního vozíku, kusovník sestavy a výrobní výkres svařence dvířek korby.

## **Annotation of Bachelor Thesis**

MIČEK, J. *Manipulating handcart with two axles : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 39 p. Thesis head: Pišťáček, D.

The Bachelor Thesis is focused on the design of manipulating handcart with two axles. The introduction describes the basic types of carts. On the basis of description is designed manipulating handcart with two axles with tilting platform, with back door, which can be used as a loading ramp. Platform is tilted, by lifting the front of platform, by the manual winch with steel rope through the pulley. The winch can be also used for loading of larger load on the platform. Most stressed parts are analysed for stress by load of 250 kg. The proposed cart is documented with assembly drawing, parts list and production drawing of the welded door of platform.

# Obsah

Seznam použitých značek .....	7
0 Úvod .....	10
1 Přehled manipulačních vozíků .....	11
1.1 Dvoukolový ruční vozík.....	11
1.2 Stavební kolečka .....	11
1.3 Rudl .....	12
1.4 Plošinové vozíky .....	13
1.5 Paletový vozík.....	13
1.6 Vysokozdvíhový vozík.....	14
2 Kritéria návrhu manipulačních vozíků .....	15
2.1 Dopravované materiály .....	15
2.2 Pohony manipulačních vozíků .....	16
3 Ruční dvounápravový manipulační vozík .....	17
3.1 Svařovaný rám .....	18
3.2 Přední náprava.....	20
3.3 Zadní náprava.....	22
3.4 Naviják .....	26
3.5 Korba.....	34
3.6 Ekonomické zhodnocení .....	36
4 Závěr.....	37
5 Seznam použité literatury .....	38
6 Seznam příloh.....	39

## Seznam použitých značek

ap	mm	Velikost svaru přední nápravy
av	$m \cdot s^{-2}$	Zpomalení vozíku
Bl	mm	Vnější strana průřezu čtvercového profilu
bl	mm	Vnitřní strana průřezu čtvercového profilu
D	mm	Vnější průměr trubky zadní nápravy
d	mm	Vnitřní průměr trubky zadní nápravy
dp	mm	Vnější průměr trubky kloubu přední nápravy
E	Pa	Modul pružnosti oceli v tahu
F	N	Síla od váhy vozíku
Fa	N	Síla zpomalení
Fb	N	Brzdná síla
Fkr	N	Kritická síla vzpěru nosné tyče kladky
Fn	N	Normálová síla působící na panty korby
Fp	N	Tažná síla člověka
Fr	N	Výsledná síla působící na nosnou tyč kladky
Fr <sub>x</sub>	N	Složka síly Fr
Fr <sub>y</sub>	N	Složka síly Fr
Fs	N	Síla v laně
g	$m \cdot s^{-2}$	Tíhové zrychlení
Hl	mm	Vnější strana průřezu čtvercového profilu
hl	mm	Vnitřní strana průřezu čtvercového profilu
j	mm	Kvadratický poloměr průřezu
j <sub>min</sub>	mm <sup>4</sup>	Minimální kvadratický moment průřezu
k	mm	Rameno přední nápravy



kon		Bezpečnost nosné tyče kladky na ohyb
kp		Výsledná bezpečnost přední nápravy
kv <sub>n</sub>		Bezpečnost nosné tyče kladky na vzpěr
kz		Výsledná bezpečnost zadní nápravy
L	mm	Délka zadní nápravy
L <sub>n</sub>	mm	Délka tyče navijáku
l	mm	Rameno zadní nápravy
lo	mm	Redukovaná délka nosné tyče kladky
M <sub>k</sub>	Nmm	Krouticí moment od brzdy
M <sub>omax</sub>	Nmm	Maximální ohybový moment zadní nápravy
M <sub>on</sub>	Nmm	Ohybový moment nosné tyče navijáku
M <sub>oymax</sub>	Nmm	Maximální ohybový moment zadní nápravy v ose X-Y
M <sub>ozmax</sub>	Nmm	Maximální ohybový moment zadní nápravy v ose X-Z
m <sub>c</sub>	kg	Hmotnost naloženého vozíku
m <sub>v</sub>	kg	Hmotnost naloženého vozíku bez kol
R	mm	Poloměr bubnu bubnové brzdy
R <sub>ay</sub>	N	Reakce podpory A ve směru osy y
R <sub>az</sub>	N	Reakce podpory A ve směru osy z
R <sub>by</sub>	N	Reakce podpory B ve směru osy y
R <sub>bz</sub>	N	Reakce podpory B ve směru osy z
R <sub>dyn</sub>	mm	Dynamický poloměr kola
S	mm <sup>2</sup>	Plošný obsah průřezu nosné tyče kladky
W <sub>o4hr</sub>	mm <sup>3</sup>	Modul průřezu v ohybu tyče p
W <sub>okr</sub>	mm <sup>3</sup>	Modul průřezu v ohybu trubky přední nápravy
W <sub>osv</sub>	mm <sup>3</sup>	Modul průřezu svaru v ohybu
W <sub>k<sub>sv</sub></sub>	mm <sup>3</sup>	Modul průřezu svaru v krutu

$\alpha$	°	Úhel sklopení korby
$\beta$	°	Úhel lana
$\delta_1$	°	Úhel síly $F_s$
$\delta_2$	°	Úhel síly $F_n$
$\varepsilon$	°	Úhel síly $F_r$
$\lambda$		Štíhlost nosné tyče kladky
$\lambda_m$		Mezní štíhlost nosné tyče kladky
$\sigma_{\text{omax}}$	MPa	Maximální ohybové napětí zadní nápravy
$\sigma_{\text{on}}$	MPa	Ohybové napětí nosné tyče kladky
$\sigma_{\text{oymax}}$	MPa	Maximální ohybové napětí zadní nápravy v rovině X-Y
$\sigma_{\text{ozmax}}$	MPa	Maximální ohybové napětí zadní nápravy v rovině X-Z
$\sigma_{\text{redp}}$	MPa	Redukované napětí přední nápravy
$\tau_{\parallel}^F$	MPa	Smykové napětí svaru kloubu přední nápravy
$\tau_{\perp}^{\text{Mo}}$	MPa	Ohybové napětí svaru kloubu přední nápravy
$\tau_{\perp}^{\text{Mk}}$	MPa	Napětí svaru trubky kloubu přední nápravy v krutu

## 0 Úvod

V dnešní době jsou manipulační vozíky nepostradatelným prostředkem manipulace v každém průmyslovém odvětví. Najdou využití nejen v průmyslové výrobě, halách a skladech, ale i na stavbách nebo zahradách. Na trhu se vyskytuje velké množství druhů manipulačních vozíků pro různé specifické úkony.

Cílem bakalářské práce je sestavit rešerši manipulačních vozíků, jejich rozdělení a přehled manipulačních vozíků na trhu. Dále navrhnout ruční dvounápravový manipulační vozík s výklopnou korbou. Požadovaná nosnost vozíku je 250 kg, přičemž velikost korby by měla být přibližných rozměrů korby stavebního kolečka. Návrh vozíku musí také obsahovat výkres hlavní sestavy, kusovník sestavy a výrobní výkres vyráběné části vozíku.

Práce je rozdělena do pěti kapitol, včetně úvodu a závěru. První kapitola je zaměřena na rozdělení manipulačních vozíků a popis jednotlivých druhů. Ve druhé kapitole jsou vypsány základní kritéria návrhu manipulačních vozíků.

Ve třetí kapitole je již popsána konstrukce navrhnutého ručního dvounápravového manipulačního vozíku. Jsou zde charakterizovány jednotlivé části vozíku a jejich konstrukční řešení. U nejnamáhanějších částí je provedena pevnostní kontrola. Součástí kapitoly je také ekonomické zhodnocení, ve kterém jsou vypsány ceny všech hlavních, nakupovaných dílů vozíků, které po sečtení představují hrubý odhad ceny materiálů vozíku. V příloze je přiložen výkres sestavy manipulačního vozíku, kusovník sestavy a výrobní výkres svařence dvířek vyklápěcí korby.

# 1 Přehled manipulačních vozíků

Manipulační zařízení slouží převážně k odbornému přemísťování, usměrňování, ale i balení, vážení, měření a skladování hmotných částí ve výrobě, oběhu a skladování. Jedná se převážně o operace, skládající se z nakládky, přepravy, překládky a vykládky materiálů a polotovarů. Jedním takovým zařízením jsou i manipulační vozíky, které se využívají jak k odborné činnosti ve firmách, tak pro domácí využití na zahradách, stavebních a polích. Na trhu se nachází velké množství typů manipulačních vozíků, lišících se nosností, pohonem, typem převáženého materiálu, počtu náprav a také cenou. Popis základních typů manipulačních vozíků vychází především z internetových stránek výrobců manipulační techniky [11] a [9].

## 1.1 Dvoukolový ruční vozík

Nejjednodušší provedení manipulačního vozíku. Slouží pro přepravu venkovních, zahradních materiálů, např. kamenů, dřeva nebo slámy. Rám je svařený z tenkostěnného trubkového profilu a je vypletený drátem. K rámu jsou přišroubována dvě kola z gumové obruče nebo nafukovací s pláštěm. Nosnost vozíku je 50 - 100 kg. Výhodou je nízká hmotnost konstrukce vozíku, která se pohybuje kolem 10 kg a schopnost jízdy i náročným terénem. Vozík je ručně poháněný, na trhu se však vyskytují i modifikace pro zapřáhnutí za jízdní kolo. Cena dvoukolového ručního vozíku je od 1 000 Kč do 5 000 Kč.



*Obrázek 1 - Dvoukolový ruční vozík [12]*

## 1.2 Stavební kolečka

Stavební kolečka jsou vhodná pro odvoz stavební suti či přepravu stavebního materiálu. Mohou být také použita pro občasné práce na zahradě. Rám je tvořen trubkou,

pozohýbanou do požadovaného tvaru. K trubce je v přední části přišroubováno kolo s ocelovým diskem a pneumatikou. K trubce jsou navařeny opěrné nohy. Na zadní část trubky jsou navlečeny plastové ručky, které slouží jako držadla. Do konstrukce je přišroubována nebo přivařena plechová korba. Nosnost stavebního kolečka je od 80 kg do 250 kg. Cena ručního stavebního kolečka je od 800 Kč až do 6 000 Kč. Na trhu se objevují i motorová kolečka, která najdou využití v těžce přístupném terénu nebo kopcích. Cena motorového vozíku se pohybuje kolem 80 000 Kč.



*Obrázek 2 - Ruční stavební kolečka [10]*

### **1.3 Rudl**

Rudly jsou univerzální vozíky, určené k ruční manipulaci specifických těžkých předmětů. Na trhu se objevují varianty pro převážení sudů, popelnic nebo tlakových lahví. Vyrábí se i varianty rudlů, přizpůsobených pro jízdu po schodech. Konstrukce je tvořena pozohýbanými trubkami, ke kterým jsou ve spodní části přišroubovány nafukovací kola. Ke konci trubek je nejčastěji přivařen ocelový plech, který nese váhu nákladu. Vrchní část trubek slouží jako držadlo. Nosnost rudlu je od 180 kg do 250 kg. Cena se pohybuje v rozmezí 1 000 Kč až 6 000 Kč.



*Obrázek 3 – Rudl [9]*

## 1.4 Plošinové vozíky

Plošinové vozíky najdou uplatnění v provozech firem, závodů nebo skladech. Jsou určeny pro přepravu velkých, těžkých nákladů. Vyrábí se velké množství variant plošinových vozíků, např. skříňové vozíky, vozíky na přepravní boxy, vozíky policové nebo vozíky na deskový materiál. Hlavní konstrukce těchto vozíků je svařena z ocelových trubek a profilů. Ložná plocha je vyrobena z laminované dřevotřísky. K rámu jsou přivařeny dvě nápravy, nejčastěji zadní pevná a přední otočná na otočném věnci pro točnicové zařízení. K nápravám jsou přišroubována kola s gumovou obručí nebo nafukovací kola. Nosnost vozíků je od 200 kg do 1 500 kg. Cena nejlevnějších vozíků začíná na 2 000 Kč. Nejdražší vozíky s největší nosností potom stojí 28 000 Kč.



*Obrázek 4 - Plošinový vozík [9]*

## 1.5 Paletový vozík

Paletový vozík je základní manipulační prostředek ve skladech, obchodech a provozech firem. Je určen pro přepravu těžkých břemen, umístěných na paletách, na krátké vzdálenosti. Vyznačuje se snadným ovládáním s těžkým nákladem. Paletové vozíky obsahují robustní vidlice, které nesou paletu s nákladem. Na konci každé lyžiny je pevně uložené nosné kolečko. V přední části je otočné řídicí kolečko, které zaručuje výbornou manévrovatelnost na malém prostoru. Kyvným pohybem ručního tažného táhla se pomocí hydraulického zvedáku zvedají vidlice s naloženou paletou. Stisknutím ovládací páky na ručním táhlu se vidlice s paletou spustí k zemi. Nevýhodou paletových vozíků je možnost efektivního využití pouze na hladkém povrchu. Naopak výhodou oproti vysokozdvíhým vozíkům je, že ovládání paletového vozíku nevyžaduje žádné školení ani speciální oprávnění. Vyrábí se i varianty vozíků s váhami a tiskárnami pro kontrolu hmotnosti nákladu. Nosnost vozíků je od 500 kg do 3 000 kg. Cena ručního paletového vozíku se

pohybuje od 7 000 Kč do 80 000 Kč. Předním výrobcem paletových vozíků je mezinárodní firma Jungheinrich. Český výrobcem paletových vozíků je firma Belet.



*Obrázek 5 - Paletový vozík [14]*

## **1.6 Vysokozdvížený vozík**

Vysokozdvížený vozík je stroj, používaný ve skladech, na stavbách nebo v lesnictví, pro vertikální i horizontální manipulaci s materiálem. Skládá se z nosné plošiny, která se horizontálně pohybuje v nosníku. K nosné plošině jsou nejčastěji připojeny vidle. Nosná plošina je zvedána hydraulickým systémem. Další hlavní částí vozíku je podvozek a motor, který může být elektrický nebo spalovací benzínový, dieselový nebo plynový. Na podvozku je kabina řidiče a v zadní části vozíku je protiváha. Nosnost vozíku je od 1 000 kg do 10 000 kg. Cena vysokozdvížného vozíku je od 50 000 Kč do 2 000 000 Kč. Předním výrobcem vysokozdvížných vozíků je mezinárodní firma Jungheinrich. Český výrobcem vysokozdvížných vozíků je firma Belet.



*Obrázek 6 - Vysokozdvížený vozík [14]*

## **2 Kritéria návrhu manipulačních vozíků**

Při návrhu manipulačních vozíků se musí vycházet z několika základních kritérií. Největší vliv na konstrukci vozíku má požadovaná nosnost, která určuje, jak robustní musí konstrukce být. Velkou váhu při návrhu vozíku má také okolní prostředí manipulace či složitost terénu.

### **2.1 Dopravované materiály**

Výrazný vliv na volbu metody dopravy a manipulace má materiál, který má být přemísťovaný. Záleží zde na vlastnostech materiálu, jako je stav materiálu, teplota materiálu nebo třeba schopnost materiálu odolávat tlaku a korozi. Materiál během výrobního cyklu několikrát změní svůj tvar a vlastnosti. Pro správné zvolení druhu manipulační a dopravní techniky je tedy nezbytně nutné rozdělit materiál do několika základních skupin.

#### **Tuhé materiály**

Tuhé kusové materiály se mohou převážet po jednotlivých kusech nebo v manipulačních jednotkách. Nejpoužívanějšími manipulačními jednotkami jsou palety a kontejnery.

#### **Kapalné materiály**

Kapalné materiály se mohou přepravovat v manipulačních jednotkách. Jako manipulační jednotky mohou být použity plastové nádoby, tlakové láhve nebo cisterny. Kapalinu lze také volně dopravovat například pomocí ropovodů. Při návrhu manipulační techniky také záleží na agresivitě kapaliny, z důvodu vhodného zvolení obalového materiálu.

#### **Plynné materiály**

Z důvodu rozpínavosti se s plynnými materiály musí manipulovat v manipulačních jednotkách. Příklady manipulačních jednotek s plyny jsou tlakové láhve či cisterny. Plyny lze také volně dopravovat pomocí plynovodů. Neméně důležitým kritériem dopravy plyných materiálu je druh a agresivita plynu.



## **2.2 Pohony manipulačních vozíků**

Při návrhu pohonu manipulačních vozíků se musí brát v potaz všechny stavy zařízení, tedy rozběh, ustálený chod a doběh. Záleží také, zda manipulace probíhá v uzavřeném nebo otevřeném prostoru.

### **Ruční pohon**

Ruční pohon se využívá u zařízení nevyžadujících větší výkon než 100 W až 300 W a pracujícího krátkodobě. Ruční vozíky se využívají pro převoz menších nákladů. Výhodou je nezávislost na palivu, nižší cena a díky absenci výfukových plynů možnost využití v uzavřených prostorech. Nevýhodou je vyšší fyzická náročnost při manipulaci.

### **Motorový pohon**

Motorové vozíky jsou využívány tam, kde je potřeba větší fyzické síly, než je člověk schopen vyprodukovat. Volba motorového pohonu závisí na druhu pohybu, prostorovém uspořádání, pracovních podmínkách, dostupnosti energii a rychlosti pohybu. Motorové pohony lze rozdělit na 4 skupiny: elektrický, spalovací, hydraulický a pneumatický, přičemž pro manipulační vozíky se využívají pouze spalovací a elektrický.

- **Elektrické motory**

Elektrický pohon je díky svým výhodám nejvyužívanějším pohonem. Pracuje na principu přeměny elektrické energie na mechanickou energii. Hlavní výhody jsou jednoduchost, malá hmotnost, nízké pořizovací náklady, schopnost pracovat v jakékoliv poloze, vhodnost pro dálkové řízení a automatizaci, vysoká účinnost a možnost regulace otáček. Hlavní nevýhodou je závislost na dodávce elektrické energie. Elektrické motory dělíme na stejnosměrné a střídavé. Manipulační vozíky poháněné elektrickým pohonem mohou být použity i v uzavřených prostorech. Ve skladech jsou proto používány výhradně elektrické vysokozdvizné vozíky.

- **Spalovací motory**

Spalovací motory jsou nejrozšířenějším typem pohonu dopravních prostředků v místech, kde není zavedený elektrický proud. Využívá se jak zážehových, tak vznětových motorů. Výhodou spalovacích motorů je nezávislost na přívodu energie zvenčí. Nevýhodou je pak nevyužitelnost pro celý rozvod otáček, výfukové plyny, nepřetížitelnost a jmenovitý výkon při jmenovitých otáčkách. Momentová charakteristika lze upravit převodovkou včetně třecí spojky.

### 3 Ruční dvounápravový manipulační vozík

Ruční dvounápravový manipulační vozík je určen pro přepravu sypkého nebo kusového materiálu zahradního typu např. hlína, kamení, dřevo, sudy atd. Nosnost vozíku je 250 kg. Pro nakládání těžkých břemen je vozík v přední části vybaven ručním navijákem s ocelovým lanem, vedeným přes ocelovou kladku. Naviják lze také využít pro zvednutí přední části korby a vysypání sypkého materiálu. Dvířka jsou ke korbě připevněna dvěma páry pantů. Uvolněním spodního páru pantů lze vysypat sypký materiál. Uvolněním horního páru pantů se dvířka přetočí k zemi a slouží jako nakládací rampa pro nakládání pomocí navijáku. Kvůli případu jízdy z kopce plně naloženým vozíkem jsou přední kola brzděna bubnovými brzdami. Přední náprava je vybavena systémem táhel pro snadné zatočení.

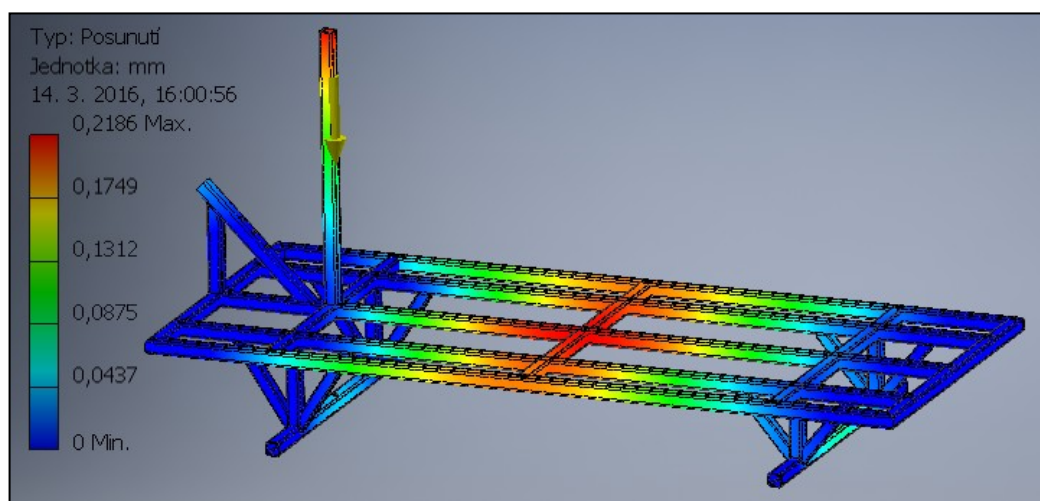


*Obrázek 7 - Ruční dvounápravový manipulační vozík*

Při návrhu ručního dvounápravového manipulačního vozíku byly použity volně dostupné díly nebo snadno vyrobitelné součásti, pro dosažení přijatelné ceny. Jednotlivé komponenty jsou navrženy a pevnostně zkontrolovány tak, aby vydržely jízdu plně naloženým vozíkem náročnějším terénem.

### 3.1 Svařovaný rám

Rám je svařený z tyčí tenkostěnného čtvercového profilu 35x3 a 30x2 z materiálu S235JRH o mezi kluzu  $Re = 235$  MPa, dále z kruhové ocelové trubky profilu 38x2 také z materiálu S235JRH a z tyče uzavřeného čtvercového profilu 40x5 z materiálu S355J2H o mezi kluzu  $Re = 355$  MPa. Rám se skládá z obdélníkové základny velikosti 1935x835, nosníků náprav, držáku navijáku a nosné tyče kladky. Váha konstrukce rámu je 52 kg. Konstrukce byla podrobena pevnostní analýze v programu Autodesk Inventor, kde byl rám zatížen silou 3150 N, což odpovídá hmotnosti nákladu 250 kg a vlastní hmotnosti korby 71 kg.



Obrázek 8 - Pevnostní analýza rámu

Z výsledku simulace vyplývá, že v místě největšího namáhání bude maximální deformace 0,22 mm, což je vyhovující.

Pro výpočet nákladů na materiál byla vytvořena Tabulka 2, ve které jsou vypsány potřebné kusy tyčí a jejich délky. Délky všech tyčí byly sečteny a vynásobeny koeficienty  $q$  pro přepočet na hmotnost a  $w$  pro výpočet ceny. Koeficienty jsou uvedeny v katalogu firmy JIRI [8], která se výrobou uzavřených profilů zabývá.

Tabulka 1 - Přepočtové koeficienty tyčí

Profil	$q$ [kg/m]	$w$ [Kč/kg]
35x3	3,08	19,2
35x2	2,1	18,9
30x2	1,72	18,4

Tabulka 2 - Délky tyčí rámu

profil	délka [mm]	kusů	délka celkem [mm]
35x3	1935	2	3870
35x3	835	2	1670
35x3	1865	3	5595
35x3	115	6	690
35x3	215	6	1290
35x3	395	1	395
35x3	230	1	230
35x3	195	2	390
35x3	700	1	700
35x3	205	2	410
		celkem	15240
30x2	225	4	900
30x2	255	4	1020
		celkem	1920

Z Tabulky 2 vyplývá, že pro výrobu rámové konstrukce budou potřeba tyče čtvercového profilu 35x3 o délce  $L_{r_{35x3}} = 15,24$  m a tyče čtvercového profilu 30x30x2 o délce  $L_{r_{30x2}} = 1,92$  m. Tyto délky se přepočítají na hmotnost.

$$mr_{35x3} = L_{r_{35x3}} \cdot q_{35x3} = 15,24 \cdot 3,08 = 47 \text{ kg} \quad (1)$$

$$mr_{30x2} = L_{r_{30x2}} \cdot q_{30x2} = 1,92 \cdot 1,72 = 3,3 \text{ kg} \quad (2)$$

Nyní se z jednotlivých hmotností vypočítá cena.

$$mr_{35x3} \cdot w_{35x3} = 47 \cdot 19,2 = 902 \text{ Kč} \quad (3)$$

$$mr_{30x2} \cdot w_{30x2} = 3,3 \cdot 18,4 = 61 \text{ Kč} \quad (4)$$

Celková cena za tyče profilu 35x3 je 902 Kč a za tyče 30x2 je cena 61 Kč. Cena kruhové tyče profilu 38x3 délky 900 mm, použité na zadní nápravu je 45,17 Kč a cena uzavřeného čtyřhranného profilu 40x5 délky 683 mm, použitého jako nosná tyč kladky je 85 Kč. Výsledná cena materiálu spotřebovaného ke svaření rámu je  $902 + 61 + 45,17 + 85 = 1\,094$  Kč. Tato cena je orientační, protože firma JIRI neuvádí délky tyčí, v jakých jsou profily doručovány.

### 3.2 Přední náprava

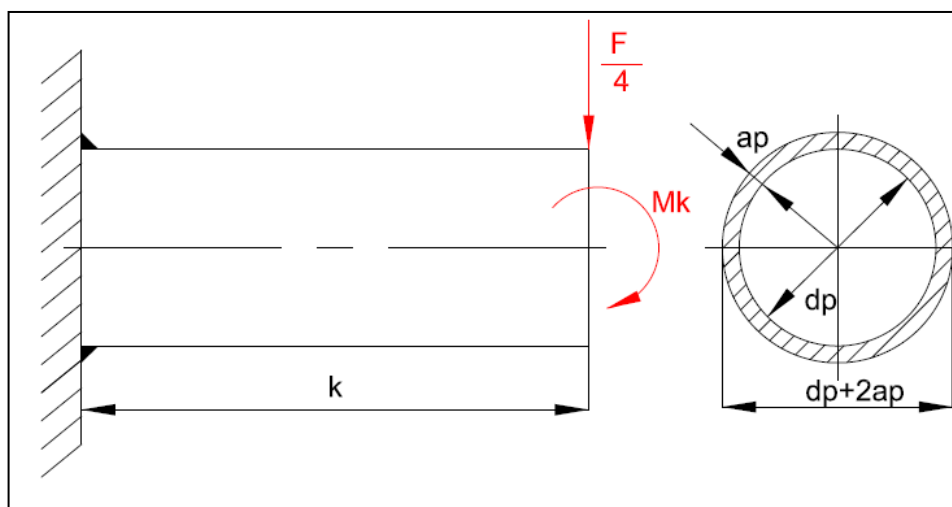
Náprava je část vozíku, nesoucí kola. Přední náprava se skládá z tyčí tenkostěnného čtvercového profilu 35x35x3, kloubu a bubnové brzdy. Klouby jsou spojeny systémem táhel, umožňujících natáčení kol do stran.



Obrázek 9 - Přední náprava

Bubnová brzda se skládá z brzdového bubnu, brzdových čelistí přitahovaných k sobě pružinou, brzdového válečku, který naopak čelisti roztahuje a štítu brzdy. Štít brzdy (stator) je přivařen ke kloubu, který je přivařen k rámu. Na brzdový buben (rotor) je přišroubováno kolo 18.5x8.5-8 s roztečí šroubů 4x100. Součásti bubnové brzdy i kola s rámem lze zakoupit ve firmě Vares.

Náprava je zatížena silou od hmotnosti vozíku a krutem od brzdy, bude tedy provedena pevnostní kontrola svarového spoje štítu kola a trubky kloubu.



Obrázek 10 - Schéma svaru štítu brzdy

Pro výpočet zatěžujícího krouticího momentu od brzdy, je potřeba znát rychlost vozíku, ze které se bude brzdít. Vozík je ručně poháněný, rychlost vozíku bude tedy rovna rychlosti chůze člověka  $v = 5 \text{ km/h}$ . Dobu zabrzdění z maximální rychlosti do úplného zastavení volím  $t = 3 \text{ s}$ . Zpomalení se vypočítá jako podíl rychlosti vozíku a času brzdění.

$$a_v = \frac{v}{t} = \frac{1,389}{3} = 0,463 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5)$$

Brzdít se bude váha celého plně naloženého vozíku  $m_c = 420 \text{ kg}$ .

$$F_a = m_c \cdot a_v = 420 \cdot 0,463 = 194,6 \text{ N} \quad (6)$$

Dynamický poloměr kola 18.5x8.5-8 je  $R_{dyn} = 237,5 \text{ mm}$ . Poloměr brzdového bubnu je  $R = 80,5 \text{ mm}$ . Výpočet brzdné síly  $F_b$ :

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{2} \cdot R_{dyn} &= F_b \cdot R \\ F_b &= \frac{\frac{F_a}{2} \cdot R_{dyn}}{R} = \frac{\frac{194,6}{2} \cdot 237,5}{80,5} = 287 \text{ N} \end{aligned} \quad (7)$$

Výpočet brzdného krouticího momentu  $M_k$ :

$$M_k = F_b \cdot R = 287 \cdot 80,5 = 23108,75 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (8)$$

Náprava bude zatížena hmotností vozíku bez kol. Hmotnost plně naloženého vozíku bez kol  $m_v = 380 \text{ kg}$ . Výpočet zatěžující síly  $F$ :

$$F = m_v \cdot g = 380 \cdot 9,81 = 3727,8 \text{ N} \quad (9)$$

Průměr trubky  $d_p = 35 \text{ mm}$ . Velikost svaru  $a_p = 3 \text{ mm}$ . Výpočet smykového napětí svaru:

$$\tau_{\perp}^F = \frac{\frac{F}{4}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d_p + 2 \cdot a_p)^2 - d_p^2]} = \frac{\frac{3727,8}{4}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(35 + 2 \cdot 3)^2 - 35^2]} = 2,6 \text{ MPa} \quad (10)$$

Délka tyče od štítu brzdy po nosník rámu  $k = 224 \text{ mm}$ . Výpočet ohybového napětí svaru:

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{Mo}{W_{osv}} = \frac{\frac{F}{4} \cdot k}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d_p + 2 \cdot a_p)^4 - d_p^4]} = \frac{\frac{3727,8}{4} \cdot 224}{\frac{\pi}{64} \cdot [(35 + 2 \cdot 3)^4 - 35^4]} = 65,8 \text{ MPa} \quad (11)$$

Výpočet napětí svaru v krutu:

$$\tau_{\parallel}^{Mk} = \frac{Mk}{W_{ksv}} = \frac{Mk}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_p + 2 \cdot a_p)^4 - d_p^4}{\frac{d_p}{2} + a_p}} = \frac{23108,75}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(35 + 2 \cdot 3)^4 - 35^4}{\frac{35}{2} + 3}} = 3,6 \text{ MPa} \quad (12)$$

Z literatury [2] jsou převodní součinitele  $k_3 = 0,75$  a  $k_4 = 0,65$ . Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{redp} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^F}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{Mk}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2,6}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{65,8}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{3,6}{0,65}\right)^2} = 88 \text{ MPa} \quad (13)$$

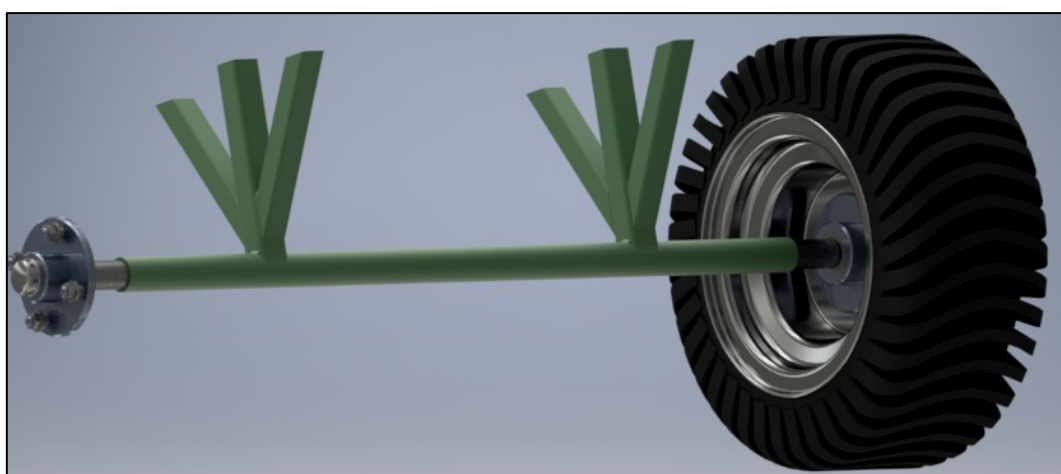
Výsledná bezpečnost se vypočítá jako podíl meze kluzu materiálu  $Re = 235 \text{ Mpa}$  a redukovaného napětí  $\sigma_{red}$ .

$$k_p = \frac{Re}{\sigma_{redp}} = \frac{235}{88} = 2,7 \quad (14)$$

Bezpečnost  $k = 2,7$  vyhovuje a zahrnuje i rezervu pro případ jízdy ze svahu dolů, kdy by přední náprava nesla větší část hmotnosti vozíku.

### 3.3 Zadní náprava

Zadní náprava se skládá z ocelové bezešvé trubky profilu 38x3 z materiálu S235JRH, ke které je navařena hřídel (stator). Na hřídel je nasazen náboj kola, který se otáčí v ložiskách (rotor). Na náboj je přišroubováno kolo 18.5x8.5-8 s roztečí 4 x 100. Náboj kola i se hřídelí lze zakoupit ve společnosti JPJ Forest za 1 190 Kč.

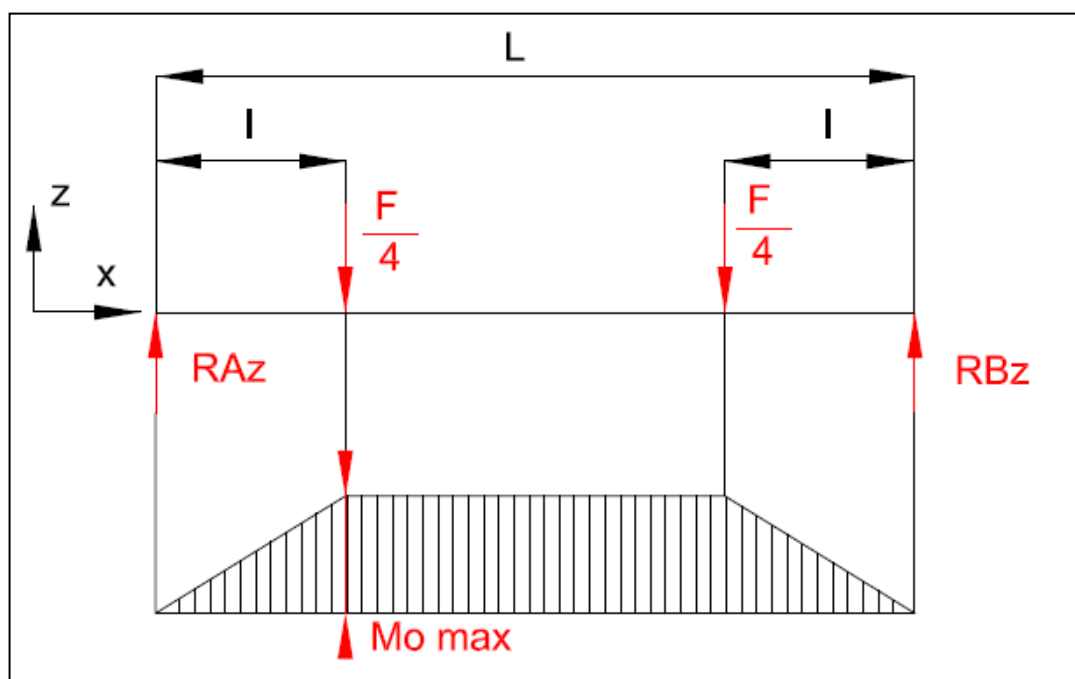


Obrázek 11 - Zadní náprava

Zadní náprava je zatížena v rovině x-z ohybem od hmotnosti korby s nákladem a při přejíždění překážky také ohybem od síly překážky v rovině x-y. Byla tedy provedena pevnostní kontrola tyče na ohyb v obou rovinách. Je uvažováno rovnoměrné rozložení hmotnosti na nápravy, tedy hmotnost zatěžující jednu nápravu je rovna polovině hmotnosti plně naloženého vozíku bez kol  $m_v = 380$  kg.

$$F = m_v \cdot g = 380 \cdot 9,81 = 3727,8 \text{ N} \quad (15)$$

Délka nápravy je  $L = 1090$  mm. Vzdálenost nosníku rámu od kola je  $l = 295$  mm a síla od překážky je rovna tažné síle  $F_p = 150$  N.



Obrázek 12 - Schéma přední nápravy v rovině x-z

Po silové rozvaze a uvolnění lze sestavit rovnice rovnováhy v rovině x-z.

$$\sum F_x = 0 \quad (16)$$

$$\sum F_z = 0 = -RA_z + \frac{F}{4} + \frac{F}{4} - RB_z \quad (17)$$

$$\sum M_{Az} = 0 = \frac{F}{4} \cdot l + \frac{F}{4} \cdot (L - l) - RB_z \cdot L \quad (18)$$

Z rovnic rovnováhy lze vypočítat reakce v podporách A a B ve směru osy z.

$$RB_z = \frac{\frac{F}{4} \cdot l + \frac{F}{4} \cdot (L - l)}{L} = \frac{\frac{3727,8}{4} \cdot 295 + \frac{3727,8}{4} \cdot (1090 - 295)}{1090} = 931,95 \text{ N} \quad (19)$$

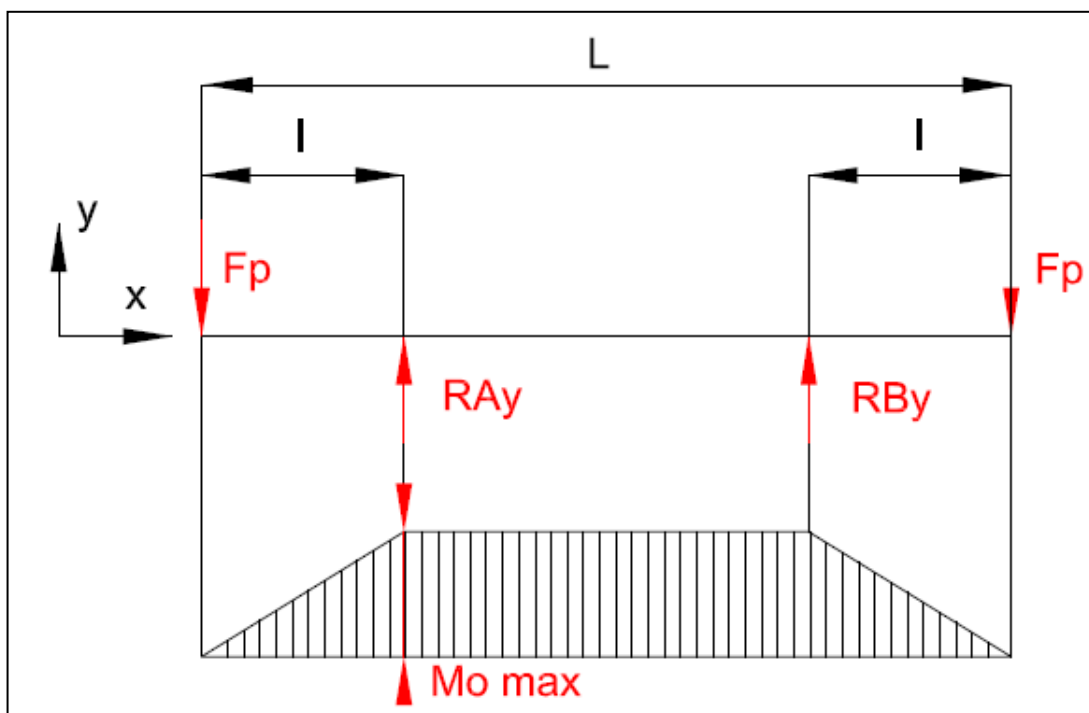


$$RA_z = \frac{F}{4} + \frac{F}{4} - RB_z = \frac{3727,8}{4} + \frac{3727,8}{4} - 931,95 = 931,95 \text{ N} \quad (20)$$

Z vykresleného průběhu ohybového momentu lze určit místo, ve kterém bude hodnota ohybového momentu největší a tento maximální moment vypočítat.

$$Mo_{z \max} = RA_z \cdot l = 931,95 \cdot 295 = 274925,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (21)$$

Obdobným způsobem, jako v rovině x-z, se bude počítat i v rovině x-y.



Obrázek 13 - Schéma zadní nápravy v rovině x-y

Rovnice rovnováhy v rovině x-y.

$$\sum F_y = 0 = F_p - RB_y - RA_y + F_p \quad (22)$$

$$\sum M_{Ay} = 0 = -F_p \cdot l - RB_y \cdot (L - l) + F_p \cdot L \quad (23)$$

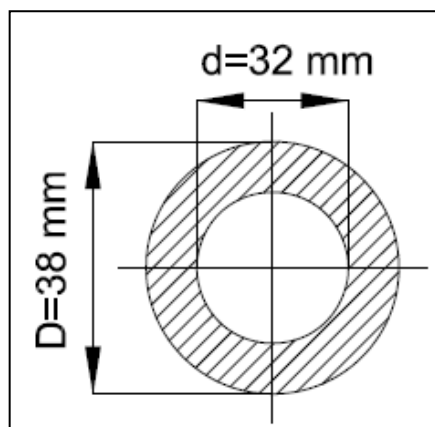
Z rovnic rovnováhy lze vypočítat reakce v podporách A a B ve směru osy y.

$$RB_y = \frac{-F_p \cdot l + F_p \cdot L}{L - l} = \frac{F_p \cdot (L - l)}{L - l} = F_p = 150 \text{ N} \quad (24)$$

$$RA_y = F_p - RB_y + F_p = 150 \text{ N} \quad (25)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu v rovině x-y.

$$Mo_{y \max} = F_p \cdot l = 150 \cdot 295 = 44250 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (26)$$



Obrázek 14 - Průřez tyče kruhového profilu

Průřezový modul kruhového profilu v ohybu:

$$W_{o_{kr}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{38^4 - 32^4}{38} = 2678 \text{ mm}^3 \quad (27)$$

Z ohybových momentů v rovinách x-y a x-z se vypočítá výsledný ohybový moment.

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{o_z_{max}}^2 + M_{o_y_{max}}^2} = \sqrt{274925,3^2 + 44250^2} = 278463,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (28)$$

Ohybové napětí v kritickém místě se spočítá jako podíl maximálního ohybového napětí a průřezového modulu v ohybu.

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_{kr}}} = \frac{278463,6}{2678} = 104 \text{ MPa} \quad (29)$$

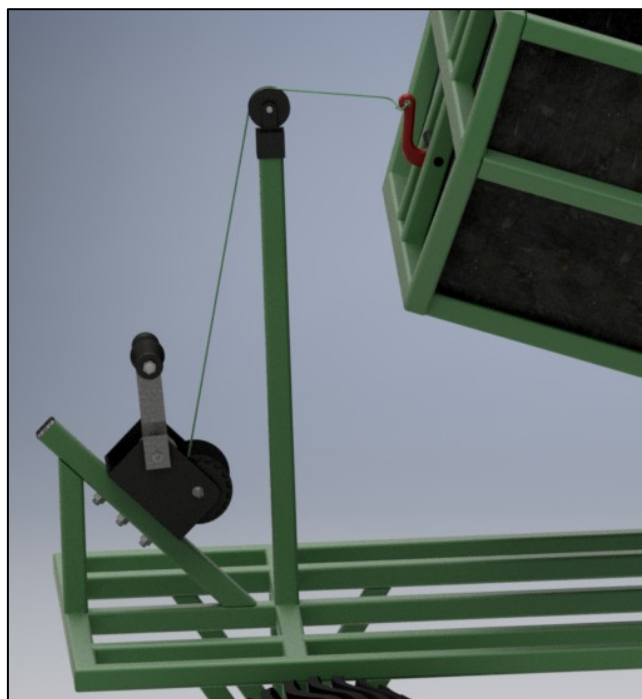
Výsledná bezpečnost se vypočítá jako podíl meze kluzu a ohybového napětí. Mez kluzu materiálu 11 353  $Re = 235 \text{ MPa}$ . Výsledná bezpečnost:

$$k_z = \frac{Re}{\sigma_{o_{max}}} = \frac{235}{104} = 2,26 \quad (30)$$

Bezpečnost 2,26 vyhovuje.

### 3.4 Naviják

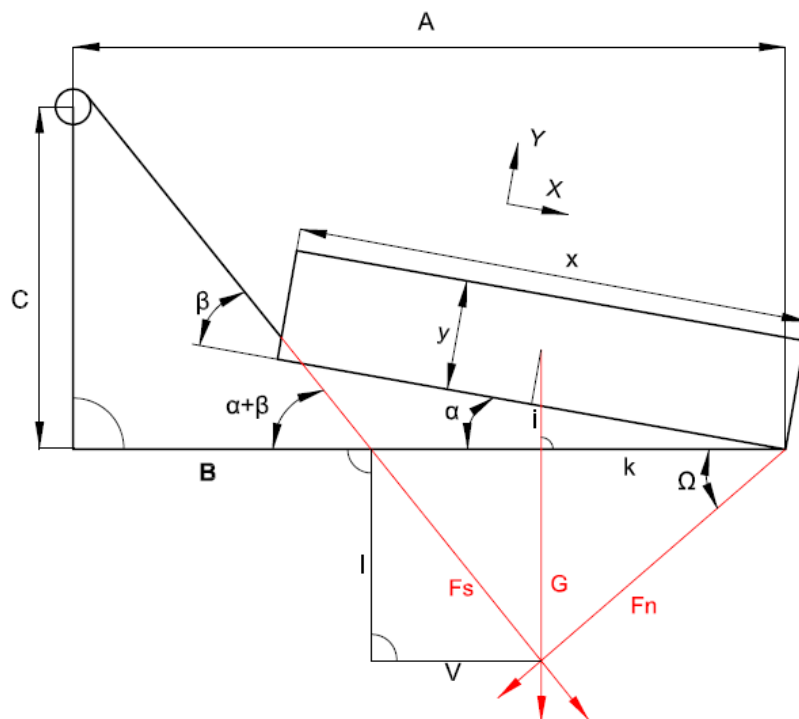
Korba je zvedána ručně poháněným navijákem Proma PRN-450 přes ocelovou kladku, která je připevněna na nosnou trubku ze čtvercového profilu 40x5 z materiálu 11 503. Naviják je převodovaný v poměru 1:3 a je vybaven bezpečnostní pojistkou. Maximální nosnost navijáku je 450 kg. Na naviják je navinuto ocelové lano délky 5 m, průměru 4 mm. Na konci lana je navázán závěsný hák. Povrchová úprava navijáku zaručuje spolehlivé použití i v náročnějším prostředí. Naviják je k rámu přišroubován třemi šrouby M12. Ocelová kladka s přírubou má nosnost 700 kg.



*Obrázek 15 - Zvedací zařízení*

Zaháknutím háku za oko na korbě lze z korby zvednutím přední části vysypat sypký náklad. Při sklopených dvířkách k zemi jako rampa lze těžký kusový materiál např. sud, zaháknutím háku lana za břemeno a navíjením navijáku naložit na korbu. Nosná tyč kladky je zatížena od lana při zvedání korby na vzpěr a ohyb, bude tedy provedena pevnostní kontrola. Nejprve se musí zjistit, v jaké fázi zvedání je síla v laně největší a v této kritické poloze sílu vypočítat.

Pro výpočet síly v laně  $F_s$  a normálové síly  $F_n$  je známa délka vozíku  $x = 1535$  mm, výška vozíku  $y = 479$  mm, délka tyče kladky  $C = 777$  mm a vzdálenost od tyče kladky po panty  $A = 1617,5$  mm. Síla v laně  $F_s$ , normálová síla  $F_n$  a tíhová síla  $G$  se protnou ve společném průsečíku.



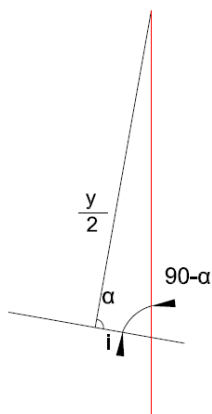
Obrázek 16 - Schéma vyklápění korby

Pro výpočet síly v laně a normálové síly byly sestaveny rovnice rovnováhy:

$$-G \cdot \sin(\alpha) + F_s \cdot \cos(\beta) + F_n \cdot \cos(\alpha + \Omega) = 0 \quad (31)$$

$$-G \cdot \cos(\alpha) + F_s \cdot \sin(\beta) - F_n \cdot \sin(\alpha + \Omega) = 0 \quad (32)$$

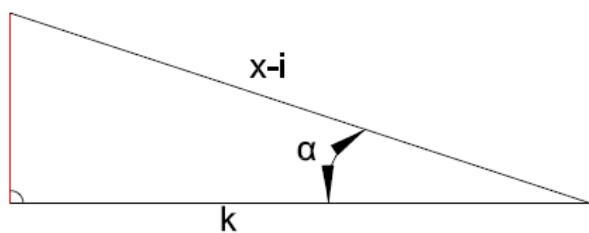
Po sestavení rovnic rovnováhy vznikly dvě rovnice o třech neznámých, je tedy potřeba odvodit ze schématu zvedání korby třetí neznámou, kterou je úhel  $\Omega$ .



Z pravoúhlého trojúhelníku, kde jednu stranu tvoří část síly tíhy  $G$ , druhou stranu tvoří část spodní hrany korby a poslední stranu tvoří osa poloviny korby, lze vypočítat vzdálenost  $i$ , která představuje vzdálenost od osy korby po průsečík hrany korby a síly tíhy  $G$ .

$$i = \frac{\frac{y}{2}}{\operatorname{tg}(90 - \alpha)} \quad (33)$$

Obrázek 17 - Výpočet vzdálenosti  $i$

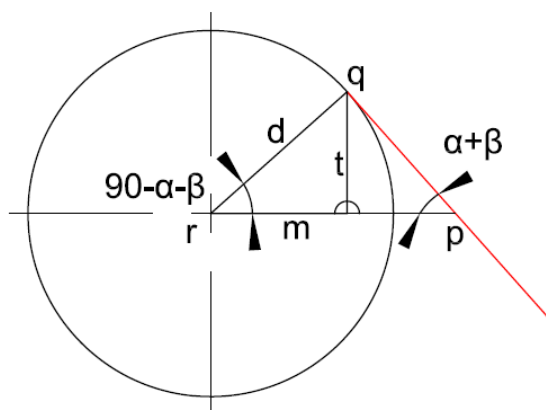


Díky vypočítané vzdálenosti  $i$ , lze z dalšího trojúhelníku vypočítat rozměr  $k$ .

$$k = (x - i) \cdot \cos(\alpha) \quad (34)$$

Obrázek 18 - Výpočet vzdálenosti  $k$

Nyní je potřeba ze schématu kladky odvodit vzorec pro nalezení souřadnic dotyku kladky s lanem.



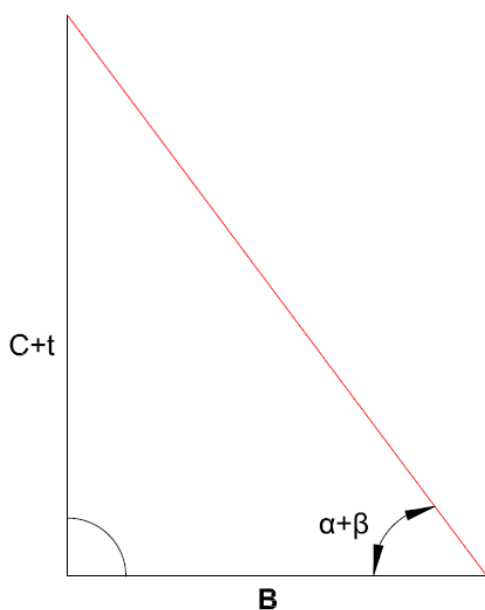
Z pravoúhlého trojúhelníku lze vypočítat hledané rozměry  $m$  a  $t$ .

$$t = \sin(90 - \alpha - \beta) \cdot d \quad (35)$$

$$m = \cos(90 - \alpha - \beta) \cdot d \quad (36)$$

Obrázek 19 - Výpočet rozměrů  $m$  a  $t$

Z druhé strany schématu je potřeba vypočítat rozměr  $B$ .



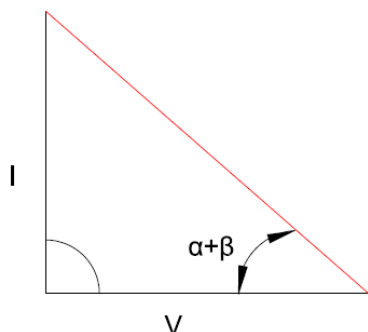
To je možné z trojúhelníku, který je tvořen hledaným rozměrem  $B$ , částí síly v laně  $F_s$  a délkou nosné tyče kladky  $C$  rozšířenou o přírůstek  $t$ .

$$B = \frac{C + t}{\tan(\alpha + \beta)} \quad (37)$$

Obrázek 20 - Výpočet rozměru  $B$

Z vypočítaných rozměrů lze vypočítat rozměr  $V$ , který se vypočítá odečtením rozměrů  $k$  a  $B$  od celkové délky  $A$ .

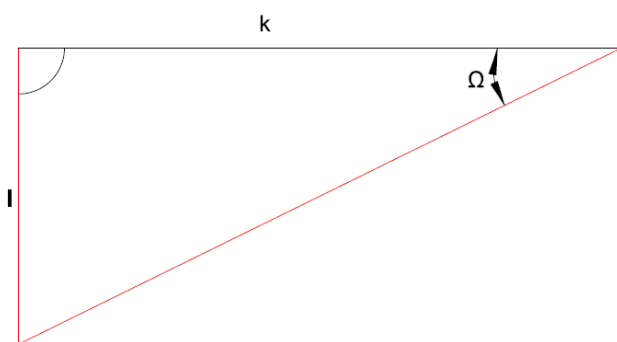
$$V = C - m - B - k \quad (38)$$



Z následujícího pravoúhlého trojúhelníku lze vypočítat rozměr  $l$ .

$$l = \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \cdot V \quad (39)$$

Obrázek 21 - Odvození rozměru  $l$



Nyní už chybí pouze dopočítat hledaný úhel  $\Omega$ .

$$\Omega = \operatorname{arctg}\left(\frac{l}{k}\right) \quad (40)$$

Obrázek 22 - Odvození úhlu  $\Omega$

Ze vzniklých tří rovnic o třech neznámých už je možné vypočítat hledané síly.

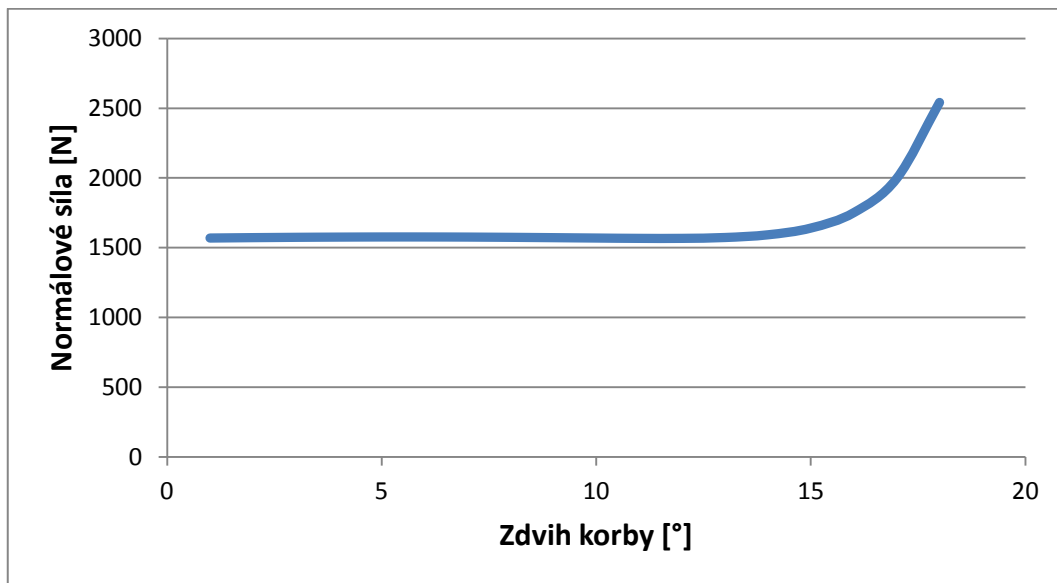
$$\Omega = \operatorname{arctg}\left(\frac{l}{k}\right) \quad (40)$$

$$F_s = \frac{G \cdot \sin(\alpha) - F_n \cdot \cos(\alpha + \Omega)}{\cos(\beta)} \quad (41)$$

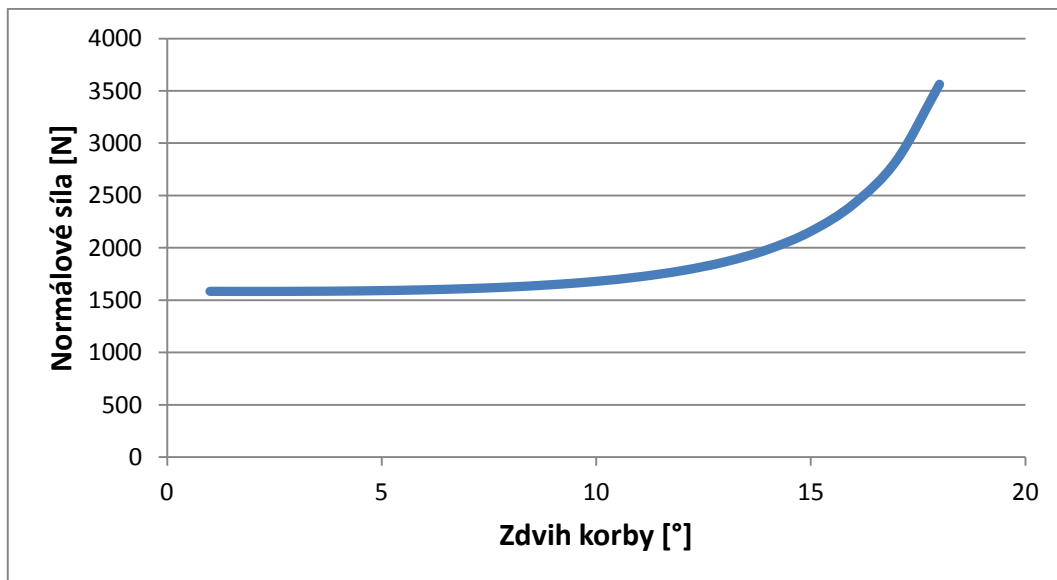
$$F_n = \frac{-G \cdot \cos(\alpha) + F_s \cdot \sin(\beta)}{\sin(\alpha + \Omega)} \quad (42)$$

V programu Microsoft Excel byly tyto síly vypočítávány při celém procesu vyklápění korby. Z vypočtených hodnot byly sestrojeny grafy závislosti sil na sklopení korby.

*Graf 1 - Graf závislosti normálové síly na zdvihu plně naložené korby*



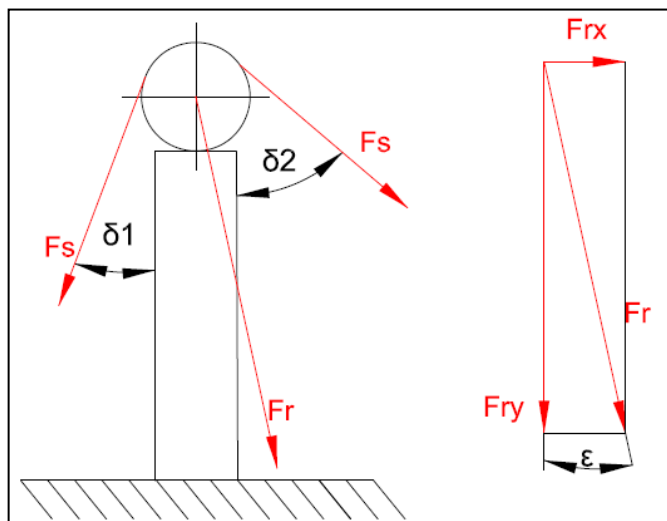
*Graf 2 - Graf závislosti síly v laně na zdvihu plně naložené korby*



Ze sestrojených grafů je vidět, že síly dosáhnou maximálních hodnot při maximálním zdvihu, který je 18°.

Při maximálním zdvihu  $\alpha = 18^\circ$ ,  $\beta = 28,02^\circ$ ,  $F_s = 3562 \text{ N}$ ,  $F_n = 2542 \text{ N}$ .

Síla v laně  $F_s = 3562$  N svírá s nosnou tyčí kladky úhel  $\delta_2 = 43,98^\circ$ .



Obrázek 23 - Silová rozvaha kladky

Síla v laně od navijáku je stejně velká jako síla v laně od zvedání korby. Úhel, který svírá síla v laně od navijáku s nosnou tyčí kladky je  $\delta_1 = 11,7^\circ$ . Lze tedy spočítat výslednou sílu působící na nosnou tyč a její směr.

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{F_s^2 + F_s^2 + 2 \cdot F_s \cdot F_s \cdot \cos(\delta_1 + \delta_2)} \\ &= \sqrt{3562^2 + 3562^2 + 2 \cdot 3562 \cdot 3562 \cdot \cos(43,98 + 11,7)} \\ &= 6299,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (43)$$

$$\varepsilon = \delta_1 - \arcsin\left(\frac{F_s}{F_r} \cdot \sin(\delta_1 + \delta_2)\right) = 43,98 - \arcsin\left(\frac{3562}{6299,5} \cdot \sin(43,98 + 11,7)\right) \quad (44)$$

$$\varepsilon = 16,14^\circ$$

Výslednou sílu  $F_r$  je nutno rozložit na síly  $F_{rx}$  a  $F_{ry}$ . Síla  $F_{ry}$  zatěžuje nosnou tyč na vzpěr a síla  $F_{rx}$  na ohyb.

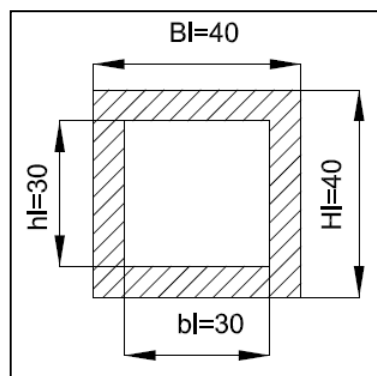
$$F_{ry} = F_r \cdot \cos(\varepsilon) = 6299,5 \cdot \cos(16,14) = 6051,2 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{rx} = F_r \cdot \sin(\varepsilon) = 6299,5 \cdot \sin(16,14) = 1751,2 \text{ N} \quad (46)$$

Nejprve se provede pevnostní výpočet na vzpěr. Délka tyče  $L_n = 682,5$  mm. Mezní štíhlost tyče dle [4]  $\lambda_m = 90$ . Tyč je na jednom konci vetknutá a na druhém konci je možný posun, výpočet redukované délky je tedy:

$$l_0 = 2 \cdot L_n = 2 \cdot 732,5 = 1465 \text{ mm} \quad (47)$$





Obrázek 24 - Průřez trubkou 40x5

Dále je potřeba vypočítat plošný obsah průřezu tyče  $S$  a minimální kvadratický moment průřezu tyče  $j_{min}$  :

$$S = Hl \cdot Bl - hl \cdot bl = 40 \cdot 40 - 30 \cdot 30 = 700 \text{ mm}^2 \quad (48)$$

$$j_{min} = \frac{Bl \cdot Hl^3}{12} - \frac{bl \cdot hl^3}{12} = \frac{40 \cdot 40^3}{12} - \frac{30 \cdot 30^3}{12} = 145833 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Z plošného obsahu průřezu tyče a minimálního kvadratického momentu průřezu tyče lze vypočítat kvadratický poloměr průřezu tyče:

$$j = \sqrt{\frac{j_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{145833}{700}} = 14,4 \text{ mm} \quad (50)$$

Z redukované délky a kvadratického poloměru se spočítá štíhlost tyče:

$$\lambda = \frac{l_0}{j} = \frac{1465}{14,4} = 101,5 \quad (51)$$

$$\lambda > \lambda_m \quad (52)$$

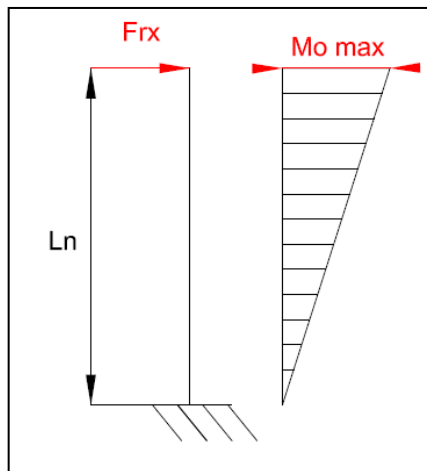
Vypočítaná štíhlost tyče je větší než mezní štíhlost tyče získaná z tabulky, vzpěr je tedy v pružné oblasti a počítá se podle Eulera. Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot j_{min}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 14,4}{1465^2} = 140831,8 \text{ N} \quad (53)$$

Výpočet výsledné bezpečnosti:

$$k_{vn} = \frac{F_{kr}}{F_{ry}} = \frac{140831,8}{6051,2} = 23,3 \quad (54)$$

Bezpečnost 23,3 vyhovuje.



Obrázek 25 - Průběh ohybového momentu trubky kladky

Pevnostní výpočet ohybu. Tyč je na jednom konci vetknutá a na druhé straně zatížena silou  $F_{sy}$ . Maximální ohybový moment bude na konci tyče, kde je zatížena:

$$M_{on} = Frx \cdot Ln = 1751,2 \cdot 732,5 = 1282754 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (55)$$

Průřezový modul čtvercového profilu v ohybu se vypočítá z rozměrů čtyřhranné tyče:  $B = 35 \text{ mm}$ ,  $H = 35 \text{ mm}$ ,  $h = 29 \text{ mm}$ ,  $b = 29 \text{ mm}$ .

$$W_{O_{4HR}} = \frac{Bl \cdot Hl^3 - bl \cdot hl^3}{6 \cdot Hl} = \frac{40 \cdot 40^3 - 30 \cdot 30^3}{6 \cdot 40} = 7291,7 \text{ mm}^3 \quad (56)$$

Výpočet napětí v ohybu:

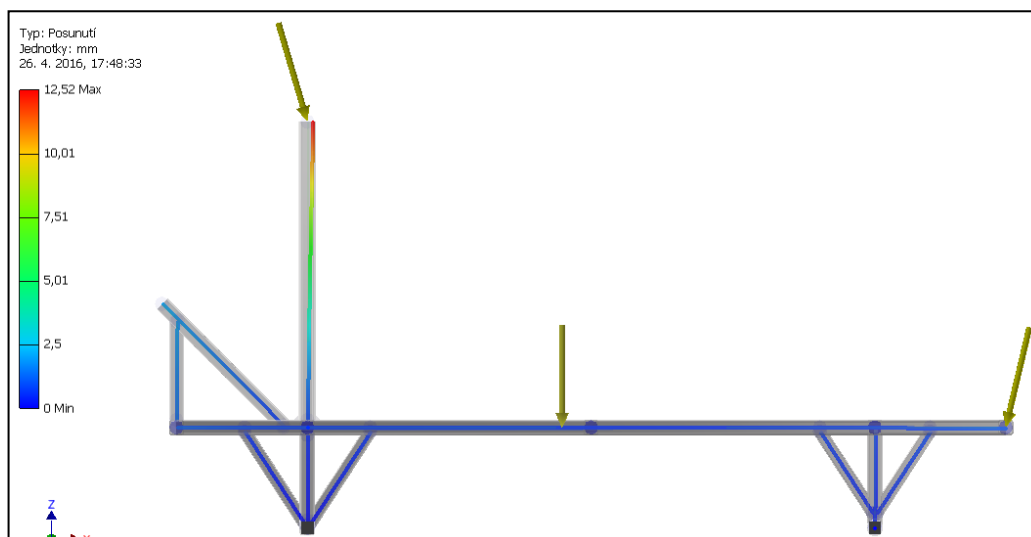
$$\sigma_{on} = \frac{M_{on}}{W_{O_{4HR}}} = \frac{1282754}{7291,7} = 176 \text{ MPa} \quad (57)$$

Mez kluzu materiálu 11 503 je  $Re = 355 \text{ MPa}$ . Výpočet výsledné bezpečnosti:

$$K_{on} = \frac{Re}{\sigma_{on}} = \frac{355}{176} = 2,02 \quad (58)$$

Bezpečnost 2,02 vyhovuje

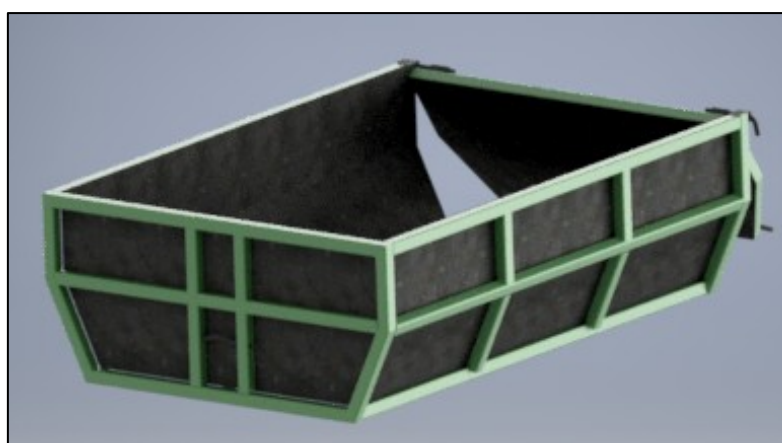
Nosná tyč kladky byla také podrobena pevnostní analýze v programu Autodesk Inventor, kde byla zatížena vypočítanou silou  $Fr = 6299,5 \text{ N}$  pod úhlem  $\varepsilon = 16,14^\circ$ . Z výsledku analýzy vyplývá, že maximální deformace nosné tyče kladky je 12,5 mm.



*Obrázek 26 - Pevnostní analýza nosné tyče rámu*

### 3.5 Korba

Korba je svařena z tyčí tenkostěnného čtvercového profilu 35x35x3 a 30x30x2. Na bocích vnitřní strany rámu korby jsou navařeny plechy tloušťky 0,8 mm a na dno korby je navařený plech tloušťky 1 mm. Korbu lze vyklopit zvednutím přední části ručním navijákem. Zadní část korby je připevněna k rámu vozíku dvěma panty. Dvířka korby jsou opatřena dvěma panty v horní části a dvěma panty ve spodní části. Uvolnění spodních pantů umožní vysypání sypkého nákladu, popřípadě lze uvolnit panty na vrchní i spodní straně a odstranit celá dvířka. Uvolnění pouze horních pantů způsobí přetočení horní části dvířek k zemi. V této poloze slouží dvířka jako rampa pro nakládání dopravovaného materiálu na korbu.



*Obrázek 27 - Otevřená korba*

Panty, které drží korbu, jsou namáhány silou  $F_n$  od vyklápějící, plně naložené korby. Z výpočtu provedených v Kapitole 3.4 vyplývá, že nejkritičtější síla bude ve stavu nejvyššího zdvihu  $\alpha = 18^\circ$ ,  $F_n = 2542$  N. Korbu drží dva panty, síla na jeden pant je tedy:

$$F_{n_1} = \frac{F_n}{2} = \frac{2542}{2} = 1271 \text{ N.}$$

Nosnost pantu dokládána výrobcem je 4875 N, pant tedy vyhovuje.

Pro výpočet ceny nákladů je sestrojena Tabulka 3, která obsahuje počty použitých kusů tyčí čtvercového tenkostěnného profilu a jejich délek. Délky jsou sečteny a přepočítány na hmotnost a následně na cenu, vynásobením koeficienty z katalogu firmy JIRI [8] v Tabulce 1.

Dále jsou potřeba 2 kusy plechů 1500x220, 1500x250, 1020x440 tloušťky 0,8 mm a jeden kus plechu 1500x1820 tloušťky 1 mm. Dohromady jsou tedy potřeba 2 plechy 1500x910x0,8 a jeden plech 1500x1820x1. Ve firmě JIRI lze zakoupit ocelový plech 2000x100x0,8 za cenu 273,5 Kč a 1500x300x1 za cenu 725,7 Kč.

*Tabulka 3 – Délky tyčí korby*

profil	délka [mm]	počet kusů	délka celkem [mm]
35x2	1085	1	1085
35x2	1015	1	1015
35x2	840	2	1680
35x2	410	2	820
35x2	415	2	830
35x2	120	1	120
35x2	230	4	920
35x2	280	4	1120
35x2	1465	5	7325
35x2	365	4	1460
35x2	995	1	995
35x2	800	1	800
35x2	250	2	500
35x2	215	2	430
		celkem	19100
30x2	1465	2	2930
30x2	200	4	800
30x2	240	4	960
30x2	930	1	930
30x2	165	2	330
30x2	175	2	350
		celkem	6300

Z Tabulky 3 je vidět, že pro konstrukci korby jsou potřeba tyče profilu 35x2 délky  $Lk_{35x2} = 19,1$  m a profilu 30x2 délky  $Lk_{30x2} = 6,3$  m. Délky jsou převedeny na hmotnost a následně na cenu vynásobením přepočtovými koeficienty podle Tabulky 1.

$$mk_{35x2} = Lk_{35x2} \cdot q_{35x2} = 19,1 \cdot 2,1 = 40,11 \text{ kg} \quad (59)$$

$$mk_{35x2} \cdot w_{35x2} = 40,11 \cdot 18,9 = 758 \text{ Kč} \quad (60)$$

Celková cena spotřebovaných tyčí profilu 35x3 je 758 Kč.

$$mk_{30x2} = Lk_{30x2} \cdot q_{30x2} = 6,3 \cdot 1,72 = 10,836 \text{ kg} \quad (61)$$

$$mk_{30x2} \cdot w_{30x2} = 10,836 \cdot 18,4 = 199,3824 \text{ Kč} \quad (62)$$

Celková cena korby je tedy  $758 + 200 + 725,7 + 2 \cdot 273,5 = 2\,231$  Kč

Tato cena je pouze orientační, protože firma JIRI neuvádí délky tyčí, v jakých jsou profily doručovány.

### 3.6 Ekonomické zhodnocení

Všechny potřebné tyče a plechy lze zakoupit ve firmě JIRI. Tyče použité pro rám vozíku stojí 1 094 Kč. Pro výrobu korby byly použity tyče a plechy v hodnotě 2 231 Kč. Hřídel s nábojem pro zadní nápravu je možno zakoupit ve firmě JPJ Forest za 1 190 Kč za kus, pro zadní nápravu jsou potřeba kusy dva v hodnotě 2 380 Kč. Součásti pro dvě bubnové brzdy na přední nápravě včetně bowdenu a lanka lze pořídit v hodnotě 2 553 Kč. Disk na jedno kolo stojí 207 Kč a plášť na disk stojí 810 Kč. Cena za čtyři kola je tedy  $4 \cdot 207 + 4 \cdot 810 = 4\,068$  Kč. Brzdy, kola a pláště prodává firma Vares. Cena za ruční naviják i s lanem je ve firmě Světluška 575 Kč. Ocelová kladka s přírubou stojí 219 Kč.

Výpočet celkové ceny:

$$1094 + 2231 + 2380 + 2553 + 4068 + 591 + 219 = 13\,120 \text{ Kč} \quad (63)$$

Do této částky nejsou započítány šrouby, matice, podložky, čepy, táhla a klouby.

## 4 Závěr

Hlavním cílem bakalářské práce bylo navrhnout ruční dvounápravový manipulační vozík se sklopnou korbou. Požadovaná nosnost vozíku byla 250 kg a velikost korby přibližných rozměrů stavebního kolečka. K navrženému manipulačnímu vozíku měl být vypracovaný výkres sestavy vozíku, kusovník sestavy a jeden výrobní výkres vyráběné součásti.

Teoretická část bakalářské práce byla zaměřena na rozdělení manipulačních vozíků a jejich přehled na trhu. Také jsou zde popsány hlavní kritéria návrhu manipulačních vozíků. Praktická část již obsahuje samotný návrh ručního dvounápravového manipulačního vozíku. Nejnamáhavější části vozíku byly pevnostně zkontrolovány tak, aby vydržely zatížení vozíku nákladem o hmotnosti 250 kg. Návrh vozíku je doplněn výkresem sestavy vozíku, kusovníkem sestavy a výrobním výkresem svařence dvířek korby. V poslední části bylo vypracováno finanční zhodnocení, ve kterém byly sečteny ceny materiálů všech hlavních částí vozíku, čímž vznikl hrubý odhad ceny materiálů použitého k výrobě navrhnutého vozíku.

Navržený vozík najde uplatnění především tam, kde je potřeba převážet těžký sypký nebo kusový materiál obtížnějším terénem. Hlavní výhodou vozíku je zabudovaný ruční naviják, který může být kromě vyklápění korby také použitý pro nakládání těžkých břemen. Díky brzděné přední nápravě je vozík připraven pro bezpečnou jízdu ze svahu nebo kopce i za stavu plného naložení.

## 5 Seznam použité literatury

### a) Knihy

- [1] JULINA, Miloslav a ANTONÍN, Řeřábek. *MECHANIKA statika pro školu a praxi*. 1.vyd. Praha : Nakladatelství Scienta, spol s.r.o., 2000. 100 s. ISBN 80-7183-188-3.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Dotisk 1.vyd. 2008. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů a strojů*. 1.vyd. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] MIČKAL, Karel. *Technická mechanika I*. 4. vyd. Praha : Nakladatelství Informatorium, spol. s.r.o., 2008. 213 s. ISBN 978-80-7333-063-7.
- [5] MORAVEC, Vladimír a HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN-80-248-0878-1.
- [6] POHL, Rudolf. *Úvod do dopravní a manipulační techniky*. 1. vydání. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2002. 335 s. ISBN 80-01-02292-7.
- [7] VÁVRA, Pavel a LEINWEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra - Pedagogické nakladatelství, 2008. 951 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

### b) Internetové odkazy

- [8] JIRI, spol s.r.o. *Jiri.cz*. [Online]. Dostupné z: [www.jiri.cz](http://www.jiri.cz).
- [9] Kastro office s.r.o. *ARBEX vybavení skladů dílen a kanceláří*. [Online]. Dostupné z: [www.arbex.cz](http://www.arbex.cz).
- [10] Raab Karcher Staviva, a.s. *stavivacz*. [Online]. Dostupné z: [www.staviva.cz](http://www.staviva.cz).
- [11] Stejskal, Ivo. *České stavby*. [Online]. Dostupné z: [www.ceskestavby.cz](http://www.ceskestavby.cz).
- [12] V.J.Rousek spol. s r.o. *V.J.Rousek*. [Online]. Dostupné z: [www.vjrousek.cz](http://www.vjrousek.cz).
- [13] VARES Mnichovice a.s. *Vares*. [Online]. Dostupné z: [www.vares.cz](http://www.vares.cz).
- [14] Zeman-servis. *Zeman-servis a prodej manipulační techniky*. [Online]. Dostupné z: [www.zeman-servis.cz](http://www.zeman-servis.cz).

## **6 Seznam příloh**

Příloha 1 : Výkres sestavy Ručního dvounápravového manipulačního vozíku

Příloha 2 : Kusovník sestavy

Příloha 3 : Výkres svařence dvířek